



#4

UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

K-1973

Applicant : Hiroyuki Oka et al

Title : BRAKE APPARATUS

Serial No. : 09/837,483

Filed : April 19, 2001

Group Art Unit : 3613

Examiner :

Hon. Commissioner of Patents and Trademarks
Washington, D. C. 20231

June 26, 2001

SUBMISSION OF PRIORITY DOCUMENTS

Sir:

Submitted herewith are certified copies of Japanese Patent Applications No. 2000-120685 filed on April 21, 2000; No. 2000-209772 filed on July 11, 2000; No. 2000-317888 filed on October 18, 2000; No. 2001-096400 filed on March 29, 2001; and No. 2001-096401 filed on March 29, 2001.

Priorities of the above applications are claimed under 35 USC 119.

KANESAKA AND TAKEUCHI

by Manabu Kanesaka
Manabu Kanesaka
Reg. No. 31,467
Agent for Applicants

1423 Powhatan Street
Alexandria, Virginia 22314
(703) 519-9785

RECEIVED

JUL 03 2001

TO 3600 MAIL ROOM

Sen.09 / 837,483

1/5



日本国特許庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office

出願年月日
Date of Application:

2000年 4月21日

出願番号
Application Number:

特願2000-120685

出願人
Applicant(s):

ボッシュ ブレーキ システム株式会社
株式会社デンソー

RECEIVED

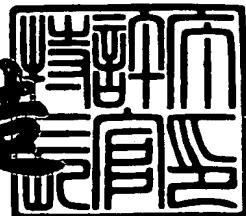
JUL 03 2001

TO 3600 MAIL ROOM

2001年 5月30日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

及川耕造



出証番号 出証特2001-3032907

【書類名】 特許願
【整理番号】 JK00401K
【提出日】 平成12年 4月21日
【あて先】 特許庁長官 近藤隆彦 殿
【国際特許分類】 B60T 13/12

【発明者】
【住所又は居所】 埼玉県東松山市神明町2丁目11番6号 ボッシュ
ブレーキ システム株式会社内
【氏名】 島田昌宏

【発明者】
【住所又は居所】 埼玉県東松山市神明町2丁目11番6号 ボッシュ
ブレーキ システム株式会社内
【氏名】 岡弘之

【特許出願人】
【識別番号】 000181239
【氏名又は名称】 ボッシュ ブレーキ システム株式会社

【代理人】
【識別番号】 100094787
【弁理士】
【氏名又は名称】 青木健二

【選任した代理人】
【識別番号】 100088041
【弁理士】
【氏名又は名称】 阿部龍吉

【選任した代理人】
【識別番号】 100092495
【弁理士】
【氏名又は名称】 蛭川昌信

【選任した代理人】

【識別番号】 100092509

【弁理士】

【氏名又は名称】 白井博樹

【選任した代理人】

【識別番号】 100095120

【弁理士】

【氏名又は名称】 内田亘彦

【選任した代理人】

【識別番号】 100095980

【弁理士】

【氏名又は名称】 菅井英雄

【選任した代理人】

【識別番号】 100097777

【弁理士】

【氏名又は名称】 堺澤弘

【選任した代理人】

【識別番号】 100091971

【弁理士】

【氏名又は名称】 米澤明

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 014904

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【包括委任状番号】 9101002

【ブルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 ブレーキ増圧マスタシリンダ

【特許請求の範囲】

【請求項1】 ブレーキ操作時に駆動されるポンプと、ブレーキ操作時に加えられる入力でストロークする入力軸と、マスタシリンダ圧を発生するマスタシリンダピストンと、前記ポンプのポンプ吐出圧をブレーキ操作力またはブレーキ操作ストロークに応じて調圧する圧力制御弁と、この圧力制御弁によって調圧されたポンプ吐出圧が供給されるとともにこのポンプ吐出圧を前記入力軸と前記マスタシリンダピストンとに作用させるようになっているポンプ吐出圧室とを少なくとも備えているとともに、前記圧力制御弁によって調圧されたポンプ吐出圧に応じて前記入力軸のストロークを短くするように制御するストロークシミュレータを備え、前記圧力制御弁によって調圧されたポンプ吐出圧に基づいてブレーキが作動されるとともに、前記圧力制御弁によって調圧されたポンプ吐出圧に応じて前記入力軸のストロークが短くなるようにされていることを特徴とするブレーキ増圧マスタシリンダ。

【請求項2】 前記ストロークシミュレータは、前記マスタシリンダピストンと前記入力軸との間に配設されたストローク制御スプリングを有し、前記圧力制御弁によって調圧されたポンプ吐出圧と前記ストローク制御スプリングのスプリング力と前記入力とがバランスするように前記入力軸のストロークを短縮することを特徴とする請求項1記載のブレーキ増圧マスタシリンダ。

【請求項3】 前記圧力制御弁は、前記ポンプ吐出圧によるブレーキシステム以外の他のブレーキシステムが非作動のときはポンプ吐出圧を大きくなるように調圧し、また他のブレーキシステムが作動のときはポンプ吐出圧を小さくなるように調圧することを特徴とする請求項1または2記載のブレーキ増圧マスタシリンダ。

【請求項4】 前記圧力制御弁によって調圧されたポンプ吐出圧でマスタシリンダピストンが作動し、このマスタシリンダピストンの作動により発生するマスタシリンダ圧でブレーキを作動させるようになっていることを特徴とする請求項1ないし3のいずれか1記載のブレーキ増圧マスタシリンダ。

【請求項5】 前記圧力制御弁によって調圧されたポンプ吐出圧でブレーキを作動させるようになっていることを特徴とする請求項1ないし3のいずれか1記載のブレーキ増圧マスタシリンダ。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、回生ブレーキシステム等の他のブレーキシステムが併用され、ポンプ吐出圧によりブレーキ力を発生するブレーキシステムにおいて、操作手段の操作力による入力に応じて調圧されたポンプ吐出圧を発生するブレーキ増圧マスタシリンダの技術分野に属し、特に、他のブレーキシステムの作動時に、この他のブレーキシステムの作動によるブレーキ力に相当する分、ポンプ吐出圧によるブレーキ力を小さくなるようにするため、ペダルストローク量を補正するとともに、ペダルストロークを小さくするブレーキ増圧マスタシリンダの技術分野に属するものである。なお、以下の説明において、マスタシリンダをMCYとも表記する。

【0002】

【従来の技術】

例えば、自動車のブレーキシステムにおいては、従来、液圧によりブレーキペダルのペダル踏力を所定の大きさに倍力させて大きなブレーキ液圧を発生させるブレーキ液圧倍力装置が採用されている。このブレーキ液圧倍力装置は、小さなブレーキペダル踏力で大きなブレーキ力を得ることができ、これにより、制動を確実にしつつ運転者の労力を軽減することができるものである。

【0003】

このような従来のブレーキ液圧倍力装置は、ブレーキペダルのペダル踏力に基づく入力で制御弁が作動して入力に応じた作動液圧を発生させ、この作動液圧を動力室に導入することで、入力を所定の倍力比で倍力して出力するようになっている。そして、このブレーキ液圧倍力装置の出力でブレーキマスタシリンダのピストンを作動させて、MCYがMCY圧を発生し、このMCY圧がホイールシリンドラにブレーキ液圧として導入されることにより、ブレーキが作動するようにな

っている。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】

ところで、従来のブレーキシステムにおいては、例えば回生ブレーキシステム等の他のブレーキシステムと併用されているMCY圧による通常のブレーキシステムが種々提案されている。

【0005】

このようなブレーキシステムでは、MCY圧によるブレーキ力以外に他のブレーキシステムによるブレーキ力がかかるようになる。この場合、他のブレーキシステムによるブレーキ力が発生しているときに通常ブレーキ作動によるMCYのブレーキ力がかかると、車両のトータルのブレーキ力が大きくなり過ぎる。このため、このような場合には、他のブレーキシステムによるブレーキ力の分、MCY圧によるブレーキ力を小さくしなければならない。そこで、他のブレーキシステムの作動時に、他のブレーキシステムの非作動時の通常ブレーキ作動時における入力と同じ入力で通常ブレーキを作動させた場合は、ペダルストロークが通常ブレーキ作動時のペダルストロークより小さくする必要がある。また、他のブレーキシステムの作動時に、通常ブレーキを作動させる場合は、ペダル入力を他のブレーキシステムの非作動時に通常ブレーキを作動させる場合に比べて小さくする必要がある。

【0006】

このように、MCY圧によるブレーキ力以外に他のブレーキシステムによるブレーキ力がかかるようなブレーキシステムにおいては、MCY圧によるブレーキシステムにおけるMCY圧とペダルストロークの補正が求められる。その場合、特にストローク特性を変える場合には、従来のMCY圧によるブレーキシステムではシステム構成が複雑になり、また、このようなストローク特性を人工的に作り出すにはブレーキフィーリングが問題となる。

【0007】

本発明は、このような事情に鑑みてなされたものであって、その目的は、回生ブレーキシステム等の他のブレーキシステムの作動、非作動に関係なく、ペダル

踏力に対する車両減速度（ブレーキ力）やペダルストロークをほぼ同じにするブレーキ特性が得られるブレーキ増圧マスタシリンダを提供することである。

本発明の他の目的は、回生ブレーキシステム等の他のブレーキシステムの作動、非作動に關係なく、ペダルストロークを短くできるストローク特性を有するブレーキ増圧マスタシリンダを提供することである。

本発明の更に他の目的は、ストローク特性を補正しても、ブレーキフィーリングを良好にできるブレーキ増圧マスタシリンダを提供することである。

【0008】

【課題を解決するための手段】

前述の課題を解決するために、請求項1の発明は、ブレーキ操作時に駆動されるポンプと、ブレーキ操作時に加えられる入力でストロークする入力軸と、マスタシリンダ圧を発生するマスタシリンダピストンと、前記ポンプのポンプ吐出圧をブレーキ操作力またはブレーキ操作ストロークに応じて調圧する圧力制御弁と、この圧力制御弁によって調圧されたポンプ吐出圧が供給されるとともにこのポンプ吐出圧を前記入力軸と前記マスタシリンダピストンとに作用させようになっているポンプ吐出圧室とを少なくとも備えているとともに、前記圧力制御弁によって調圧されたポンプ吐出圧に応じて前記入力軸のストロークを短くするようになつていているポンプ吐出圧室とを少なくとも備えているとともに、前記圧力制御弁によって調圧されたポンプ吐出圧に基づいてブレーキが作動されるとともに、前記圧力制御弁によって調圧されたポンプ吐出圧に応じて前記入力軸のストロークが短くなるようにされていることを特徴としている。

【0009】

また、請求項2の発明は、前記ストロークシミュレータが、前記マスタシリンダピストンと前記入力軸との間に配設されたストローク制御スプリングを有し、前記圧力制御弁によって調圧されたポンプ吐出圧と前記ストローク制御スプリングのスプリング力と前記入力とがバランスするように前記入力軸のストロークを短縮することを特徴としている。

更に、請求項3の発明は、前記圧力制御弁が、前記ポンプ吐出圧によるブレーキシステム以外の他のブレーキシステムが非作動のときはポンプ吐出圧を大きく

なるように調圧し、また他のブレーキシステムが作動のときはポンプ吐出圧を小さくなるように調圧することを特徴としている。

更に、請求項4の発明は、前記圧力制御弁によって調圧されたポンプ吐出圧でマスタシリンダピストンが作動し、このマスタシリンダピストンの作動により発生するマスタシリンダ圧でブレーキを作動させるようになっていることを特徴としている。

更に、請求項5の発明は、前記圧力制御弁によって調圧されたポンプ吐出圧でブレーキを作動させるようになっていることを特徴としている。

【0010】

【作用】

このような構成をした請求項1ないし5の各発明のブレーキ増圧マスタシリンダにおいては、ストロークシミュレータによりポンプ吐出圧に応じて入力軸のストロークがマスタシリンダピストンのストロークより小さくなる。

また、液圧制御が容易なポンプ吐出圧によりブレーキ力が増圧されるようになるため、従来のブレーキ倍力装置のみによるブレーキシステムよりも、ブレーキ力の制御が容易にかつきめ細かく行われるようになる。

特に、請求項2の発明においては、圧力制御弁によって調圧されたポンプ吐出圧とストローク制御スプリングのスプリング力と入力とがバランスするようにして、入力軸のストロークが短縮する。

【0011】

また、請求項3の発明においては、他のブレーキシステムが非作動のときは、圧力制御弁によってポンプ吐出圧が大きくなるように調圧され、この大きく調圧されたポンプ吐出圧で通常ブレーキが作動するようになる。このとき、ポンプ吐出圧が大きく調圧されることで、マスタシリンダピストンのストロークが大きくなるが、ポンプ吐出圧が大きいことから入力軸のストロークの短縮量が大きいので、入力軸のストロークは大きく短縮される。また、他のブレーキシステムが作動のときは、圧力制御弁によってポンプ吐出圧が他のブレーキシステムによるブレーキ力の分だけ小さくなるように調圧され、この小さく調圧されたポンプ吐出圧でブレーキが作動するようになる。このときのポンプ吐出圧によるブレーキ力

は他のブレーキシステムによるブレーキ力の分だけ小さくなり、全体のブレーキ力は他のブレーキシステムが作動しない通常ブレーキ時のブレーキ力とほぼ同じになる。更に、ポンプ吐出圧が小さく調圧されることで入力軸のストロークの短縮量が小さくなるが、このときにはマスタシリンダ圧が小さいのでマスタシリンダピストンのストロークが小さく、結局、入力軸のストロークは前述の通常ブレーキ時の入力軸のストロークと同じ程度のストロークとなる。

【0012】

また、入力軸のストロークの短縮量がマスタシリンダピストンのストロークあるいはマスタシリンダ圧に応じて制御される、換言すれば、マスタシリンダピストンのストロークあるいはマスタシリンダ圧を基準にしているため、操作フィーリングが損なわれることなく、従来のブレーキシステムに対して入力軸のストロークが短縮され、良好なペダルフィーリングが得られる。

【0013】

更に、請求項5の発明においては、ブレーキ力がポンプ吐出圧で直接増圧されるようになるので、従来のブレーキ倍力装置が省略されてもブレーキ操作力を効果的に倍力することが可能となる。したがって、ブレーキ倍力装置を省略することで、大きなブレーキ力を得つつ、ブレーキシステムをシンプルにすることが可能となる。

【0014】

【発明の実施の形態】

以下、図面を用いて本発明の実施の形態について説明する。

図1および図2は本発明に係るブレーキ増圧マスタシリンダの実施の形態の第1例を示し、図1はこのブレーキ増圧マスタシリンダの増圧制御部とマスタシリンダ圧発生部とを詳細に示す断面図、図2はこのブレーキ増圧マスタシリンダの液圧制御回路を模式的に示す図である。なお、以下の説明において、「前」はいずれの図において図の左を指し、「後」は図の右を指す。

【0015】

図1および図2に示すように、この第1例におけるブレーキ増圧マスタシリンダ1は、図示しないブレーキペダルのペダル踏力等のブレーキ操作部材の操作力

あるいは操作ストロークに応じて調圧した液圧を発生する増圧制御部2と、この増圧制御部2で調圧された液圧で増圧されたMCY圧を発生するマスタシリンダ圧発生部3とからなっている。また、この第1例のブレーキ増圧マスタシリンダ1を用いたブレーキシステムでは、図示しないが回生ブレーキ協調システムが併せて採用されている。

【0016】

ブレーキ増圧マスタシリンダ1はハウジング4を有し、このハウジング4は右端に開口する第1孔5と、この第1孔5の左端に連続して形成され、第1孔5の径より小さい径の第2孔6と、この第2孔6の左端に連続して形成され、第2孔6の径より小さい径の第3孔7とからなる前端が閉塞された段付孔を有している。

【0017】

この段付孔の第2孔6内には、第1円筒状部材8が液密に嵌合されており、この第1円筒状部材8は第1孔5内に延びている。また、第1孔5内には有底の第2円筒状部材9が液密に嵌合されている。この第2円筒状部材9は、その後端部にハウジング4の雌ねじ部4aに螺合される雄ねじ部9aを有している。そして、この雄ねじ部9aが雌ねじ部4aに螺合されて第2円筒状部材9が軸方向に移動不能に固定されるとともに、第1円筒状部材8が第2孔6と第3孔7との境のハウジング4の段部4bと第2円筒状部材9の後端底部9bとの間に挟圧されて軸方向に移動不能に固定されている。

【0018】

第1円筒状部材8内には筒状のプライマリピストン10が収容されているとともに、このプライマリピストン10は前側の小径部10aと後側の大径部10bとからなっている。そして、小径部10aは、第1円筒状部材8内に液密にかつ摺動可能に嵌合された第3円筒状部材11の内孔に第1カップシール12により液密にかつ摺動可能に内嵌されるとともに、大径部10bは第1円筒状部材8の内周に液密にかつ摺動可能に内嵌されている。

【0019】

更に、ハウジング4の第3孔7内には第4円筒状部材13が液密に嵌合固定さ

れており、この第4円筒状部材13の内孔および第3孔7内にはセカンダリピストン14が収容されている。このセカンダリピストン14は前側の小径部14aと後側の大径部14bとからなり、小径部14aは第4円筒状部材13の内孔に第2カップシール15により液密にかつ摺動可能に内嵌されているとともに、大径部14bは第3孔7の内周に液密にかつ摺動可能に内嵌されている。

【0020】

第3円筒状部材11の内孔内でプライマリピストン10の前端とセカンダリピストン14の後端との間には第1大気圧室16が形成されており、この第1大気圧室16は、第3円筒状部材11の径方向孔17、第1円筒状部材8の内周と第3円筒状部材11の外周との間の環状空間18、第1円筒状部材8の径方向孔19、およびハウジング4の通路孔20を介してリザーバ21に常時連通している。また、第4円筒状部材13の内孔内でセカンダリピストン14の前端とハウジング4との間には第2大気圧室22が形成されており、この第2大気圧室22は、第4円筒状部材13の前端の径方向溝23およびハウジング4の径方向孔24を介してリザーバ21に常時連通している。

【0021】

また、第1円筒状部材8の内側でプライマリピストン10と第3円筒状部材11との間には第1MCY圧室25が形成されており、この第1MCY圧室25は、第1円筒状部材8に形成された径方向孔26およびハウジング4に穿設された通路孔27を介して第1ブレーキ系統のホイールシリンダ28に常時接続されている。更に、第3円筒状部材11には第1MCY圧室25に常時連通する径方向孔29が穿設されている。そして、図示のように第1カップシール12が径方向孔29より後方に位置しているときは、径方向孔29が第1大気圧室16と連通するので、第1MCY圧室25は径方向孔29を介して第1大気圧室16つまりリザーバ21に接続され、また、第1カップシール12が径方向孔29より前方に位置すると、径方向孔29が第1大気圧室16から遮断されるので、第1MCY圧室25は第1大気圧室16つまりリザーバ21から遮断されるようになっている。

【0022】

一方、ハウジング4の第3孔7の内側でセカンダリピストン14と第4円筒状部材13の後端との間には第2MCY圧室30が形成されており、この第2MCY圧室30は、ハウジング4に穿設された通路孔31を介して第2ブレーキ系統のホイールシリンダ32に常時接続されている。更に、第4円筒状部材13の後端部には第2MCY圧室30に常時連通する径方向孔33が穿設されている。そして、図示のように第2カップシール15が径方向孔33より後方に位置しているときは、径方向孔33が第2大気圧室22と連通するので、第2MCY圧室30は径方向孔33を介して第2大気圧室22つまりリザーバ21に接続され、また、第2カップシール15が径方向孔33より前方に位置すると、径方向孔33が第2大気圧室22から遮断されるので、第2MCY圧室30は第2大気圧室22つまりリザーバ21から遮断されるようになっている。

【0023】

第1大気圧室16内でプライマリピストン10と第3円筒状部材11との間には、第1リターンスプリング34が縮設されており、この第1リターンスプリング34のばね力でプライマリピストン10が後方にかつ第3円筒状部材11が前方にそれぞれ常時付勢されている。また、第2MCY圧室30内でセカンダリピストン14と第4円筒状部材13との間には、第2リターンスプリング35が縮設されており、この第2リターンスプリング35のばね力でセカンダリピストン14は常時後方に付勢されている。

【0024】

そして、非作動時には、プライマリピストン10は図示のようにその後端が第2円筒状部材9に当接されて後退限となっており、このとき第1カップシール12は径方向孔29より後方に位置し、第1MCY圧室25は第1大気圧室16を経てリザーバ21に連通している。また、非作動時には、セカンダリピストン14は図示のようにその後端が第1円筒状部材8の前端に当接されて後退限となっており、このとき第2カップシール15は径方向孔33より後方に位置し、第2MCY圧室30は第2大気圧室22を経てリザーバ21に連通している。

更に、第1リターンスプリング34のばね力で第3円筒状部材11の前端がセカンダリピストン14の後端に常時当接されており、これにより、第3円筒状部

材11とセカンダリピストン14とは一体に軸方向に移動するようになっている。

【0025】

第1円筒状部材8の内孔内でプライマリピストン10の後端と第2円筒状部材9との間にはポンプ吐出圧室36が形成されており、このポンプ吐出圧室36は、第1円筒状部材8に穿設された径方向孔37、第1円筒状部材8後端部の外周面と第2円筒状部材9の前端部の内周面との間に形成された環状の通路38、第1孔5と第2孔6との境のハウジング4の段部4cと第2円筒状部材9の前端との間の隙により構成される環状の径方向通路39を介して、ハウジング4に形成されたポンプ吐出圧導入口40に常時連通している。

【0026】

入力軸41が第2円筒状部材9を液密にかつ摺動可能に貫通しポンプ吐出圧室36内に進入するようにして設けられている。この入力軸41は、図示しない従来周知の、例えば負圧倍力装置等のブレーキ倍力装置の出力が加えられるようになっているとともに、このブレーキ倍力装置は従来周知のように図示しないブレーキペダルによって作動制御されるようになっている。入力軸41の前端には延長軸部42が螺合連結されており、この延長軸部42は入力軸41と一体に移動するようになっている。また、延長軸部42はプライマリピストン10内に進入しており、この延長軸部42の前端のフランジ部42aとプライマリピストン10の後端部に螺合固定されたナット部材43との間にはストローク制御スプリング44が縮設されている。非作動時にはこのストローク制御スプリング44のばね力により、図示のように延長軸部42の前端がプライマリピストン10に当接されている。

【0027】

図2に示すように、ポンプ吐出圧導入口40にはポンプ45の吐出側が常時接続されており、したがって、ポンプ45の吐出側はポンプ吐出圧室36に常時接続されている。また、ポンプ吐出圧導入口40とリザーバ21との間はポンプ45をバイパスするバイパス通路46によつても接続されている。このバイパス通路46には圧力制御弁47が設けられており、この圧力制御弁47は、ブレーキ

増圧マスタシリンダ1によるブレーキ非作動時（つまり、ブレーキペダルが踏み込まれないとき）にはポンプ吐出圧導入口40とリザーバ21とを直接連通する連通位置と、ブレーキ増圧マスタシリンダ1によるブレーキ作動時（つまり、ブレーキペダルが踏み込まれたとき）に切換設定されてポンプ吐出圧室36の液圧（つまり、ポンプ吐出圧）を制御する液圧制御位置とが設定されている。そして、この第1例のブレーキ増圧マスタシリンダ1は、圧力制御弁47で調圧されてポンプ吐出圧室36に供給されたポンプ吐出圧により、プライマリピストン10が作動することでMCY圧が発生するアウトライン方式が採用されている。

そして、ブレーキ増圧マスタシリンダ1の作動時、ポンプ吐出圧室36内のポンプ吐出圧とストローク制御スプリング44のスプリング力と入力軸41の入力とがバランスするように入力軸41のストロークを短縮する本発明のストロークシミュレータが構成されている。

【0028】

圧力制御弁47の液圧制御位置では、圧力制御弁47は通常ブレーキ作動時（以下の説明において、通常ブレーキ作動時は回生ブレーキが作動していない、ブレーキ増圧マスタシリンダ1のみによるブレーキ作動時をいう）にポンプ吐出圧室36の液圧をブレーキペダルのペダル踏力あるいはペダルストロークに応じて制御するとともに、回生協調ブレーキ作動時（以下の説明において、回生協調ブレーキ作動時は回生ブレーキが作動しつつブレーキ増圧マスタシリンダ1によるブレーキが作動する時をいう）には、ポンプ吐出圧室36の液圧で発生するMCY圧によるブレーキ力が、このときのブレーキペダルのペダル踏力あるいはペダルストロークに対応する通常ブレーキ作動時のブレーキ力から回生ブレーキによるブレーキ力の分だけ小さくなるように、ポンプ吐出圧室36の液圧をブレーキペダルのペダル踏力あるいはペダルストロークに応じて制御するようになっている。その場合、図示しないコントローラが、図示しない適宜の検出手段で検出されたペダル踏力あるいはペダルストロークの情報および回生ブレーキ作動の情報に基づいて圧力制御弁47を制御するようになっている。

【0029】

このような回生協調ブレーキ作動時でのMCY圧によるブレーキ力を小さくす

る方法の一例としては、圧力制御弁4 7の液圧制御位置への切換設定を通常ブレーキ作動時の場合より所定時間遅らせる方法がある。もちろん、この方法に限定されることはなく、回生協調ブレーキ作動時でのMCY圧によるブレーキ力を小さくする方法であれば、どのような方法を用いることができるることは言うまでもない。

また、コントローラはペダル踏力あるいはペダルストロークのブレーキ操作情報が入力されないとときはポンプ4 5を停止するとともに、ブレーキ操作情報が入力されたときはポンプ4 5を駆動するようになっている。

【0030】

ところで、ブレーキ増圧マスタシリンダ1の作動時の入力軸4 1のバランス式は次のようになる。

W ：入力軸4 1に加えられる入力

P_p ：ポンプ吐出圧室3 6の液圧（ポンプ吐出圧）

A_1 ：ポンプ吐出圧 P_p を受圧する入力軸4 1の受圧面積

S_1 ：ストローク制御スプリング4 4のセット荷重

K_1 ：ストローク制御スプリング4 4のばね定数

L ：プライマリピストン1 0と入力軸4 1との相対移動量

f_1 ：入力軸4 1の摺動抵抗

【0031】

以上より、入力軸4 1のバランス式は、

$$W = P_p \cdot A_1 - (S_1 + K_1 \cdot L) + f_1 \quad (1)$$

式(1)より、

$$L = (P_p \cdot A_1 - W - S_1 + f_1) / K_1 \quad (2)$$

$$P_p = (W + S_1 + K_1 \cdot L - f_1) / A_1 \quad (3)$$

となる。

【0032】

式(2)から明らかなように、ポンプ吐出圧 P_p が大きくなるにしたがって、相対移動量 L が大きくなる。したがって、入力軸4 1のストローク S_i がポンプ吐出圧 P_p に応じてプライマリピストン1 0のストローク S_t より（ポンプ吐出圧

に応じた相対移動量 L の分だけ) 小さくなる。換言すれば、ポンプ吐出圧 P_p は第1MCY圧室25のMCY圧 P_m に対応するから、入力軸41のストローク S_i はこのMCY圧 P_m に応じてプライマリピストン10のストローク S_t より短縮される。このとき、相対移動量 L はMCY圧 P_m が大きいほど大きくなるから、結局、MCY圧 P_m が大きいほど、入力軸41のストローク S_i の短縮量が大きくなる。

【0033】

したがって、通常ブレーキ作動時および回生協調ブレーキ作動時におけるペダルストローク制御は次のようになる。

すなわち、通常ブレーキ作動時では回生ブレーキが作動していないMCY圧 P_m が大きくなるように制御されるので、このMCY圧 P_m が大きい分プライマリピストン10のストローク S_t が大きくなるが、このときには、MCY圧 P_m が大きいことから、入力軸41のストローク S_i の短縮量が大きくなり、プライマリピストン10のストローク S_t が大きくなつても、入力軸41のストローク S_i が効果的に短縮される。その場合、入力軸41のストローク S_i がブレーキ倍力装置の出力軸つまりはブレーキペダルのペダルストロークに対応するから、結局、通常ブレーキ作動時にはペダルストロークが効果的に短縮されるようになる。

【0034】

また、回生協調ブレーキ作動時では回生ブレーキによるブレーキ力の分だけMCY圧によるブレーキ力が小さくなるように制御されるため、MCY圧 P_m が小さく制御される。このため、入力軸41のストローク S_i の短縮量が小さくなるが、MCY圧 P_m が小さいことからプライマリピストン10のストローク S_t が小さいので、結局、入力軸41のストローク S_i は前述の通常ブレーキ作動時の場合のストローク S_i とほぼ同じ程度になる。つまり、回生協調ブレーキ作動時のペダルストロークは通常ブレーキ作動時のペダルストロークとほぼ同じになる。

このように、ペダルストロークは通常ブレーキ作動時と回生協調ブレーキ作動時とでほとんど変化することなく、ほぼ同程度になる。

【0035】

また、ブレーキ増圧マスタシリンダ1の作動時のプライマリピストン10のバランス式は次のようになる。

P_m : 第1MCY圧室25のMCY圧

A_2 : ポンプ吐出圧 P_p を受圧するプライマリピストン10の受圧面積

A_3 : MCY圧 P_m を受圧するプライマリピストン10の受圧面積

S_1 : ストローク制御スプリング44のセット荷重

F_s : プライマリピストン10の第1リターンスプリング34のはね力

f_2 : プライマリピストン10の摺動抵抗

【0036】

以上より、プライマリピストン10のバランス式は、

$$P_m \cdot A_3 = W + P_p (A_2 - A_1) - F_s - f_1 - f_2 \quad (4)$$

となる。

式(4)から明らかなように、MCY圧 P_m が入力軸41の入力Wによる液圧よりポンプ吐出圧 P_p の分だけ大きくなり、増圧作用が行われる。このとき、入力軸41の入力Wはペダル踏力に対応するから、結局、MCY圧 P_m はペダル踏力による液圧を増圧してこの液圧より大きくなる（具体的には、ポンプ吐出圧 P_p の分にブレーキ倍力装置の倍力分を加えた分だけ大きくなる）。

【0037】

したがって、通常ブレーキ作動時ではポンプ吐出圧 P_p が大きく設定されるから、MCY圧 P_m は入力軸41の入力W分より大きなポンプ吐出圧 P_p 分だけ大きくなる。このように、ブレーキ増圧マスタシリンダ1の増圧作用により、ペダル踏力に対して大きく増圧されたMCY圧 P_m が発生するようになる。

また、回生協調ブレーキ作動時ではポンプ吐出圧 P_p が小さく設定されるから、MCY圧 P_m はポンプ吐出圧 P_p が小さくなる分だけ小さくなる。したがって、入力軸41の入力Wつまりペダル踏力を変えずにMCY圧 P_m が小さくなるので、回生ブレーキ作動によるブレーキ力の分だけ、ブレーキ力が小さくすることが可能となる。

【0038】

次に、このように構成された第1例のブレーキ増圧マスタシリンダ1の作動に

について説明する。

ブレーキペダルが踏み込まれないブレーキ増圧マスタシリンダ1の非作動時には、ブレーキ倍力装置が非作動となっているとともに、プライマリピストン10、セカンダリピストン14、および入力軸41がいずれも図示の後退限となっている。また、図示のように圧力制御弁47が連通位置に設定されている。更に、ポンプ45は停止している。

【0039】

ブレーキペダルの踏込により通常ブレーキ操作が行われると、ペダル踏力あるいはペダルストロークが検出されてコントローラに入力される。すると、コントローラはポンプ45を駆動するとともに、圧力制御弁47を液圧制御位置に切換設定する。これにより、ポンプ45はリザーバ21のブレーキ液をポンプ吐出圧室36の方へ吐出するので、ポンプ吐出圧室36の液圧（ポンプ吐出圧）が上昇する。このポンプ吐出圧は圧力制御弁47によって制御されるが、このとき、コントローラは圧力制御弁47による液圧制御をペダル踏力あるいはペダルストロークに応じて行うので、ポンプ吐出圧はペダル踏力あるいはペダルストロークに応じて調圧された液圧となる。その場合、コントローラは回生ブレーキが作動していないのでポンプ吐出圧が比較的大きくなるように圧力制御弁47を制御する。

また、ブレーキペダルの踏込によりブレーキ倍力装置が作動し、ブレーキ倍力装置はペダル踏力を倍力した出力を発生する。この出力がブレーキ増圧マスタシリンダ1の入力軸41に加えられる。

【0040】

ペダル踏力あるいはペダルストロークに応じたポンプ吐出圧がポンプ吐出圧室36に供給されると、このポンプ吐出圧室36の液圧でプライマリピストン10が前進し、プライマリピストン10の前端部に組み付けられている第1カップシール12が径方向孔29を通過してこの径方向孔29より前方へ移動する。すると、第1MCY圧室25が第1大気圧室16から遮断され、更にプライマリピストン10が前進することで第1MCY圧室25内にMCY圧が発生する。

【0041】

更に、この第1MCY圧室25のMCY圧でセカンダリピストン14が前進し、セカンダリピストン14の前端部に組み付けられている第2カップシール15が径方向孔33を通過してこの径方向孔33より前方へ移動する。すると、第2MCY圧室30が第2大気圧室22から遮断され、更にセカンダリピストン14が前進することで第2MCY圧室30内にMCY圧が発生する。これらの第1および第2MCY圧室25,30の各MCY圧は、ペダル踏力あるいはペダルストロークに応じた液圧となる。

【0042】

そして、これらのMCY圧がそれぞれ通路孔27,31を介して2ブレーキ系統のそれぞれのホイールシリンダ28,32に供給され、これらのホイールシリンダ28,32が作動して通常ブレーキが作動する。その場合、第1および第2MCY圧室25,30の各MCY圧が互いに等しくなるように設定されているので、2ブレーキ系統の各ブレーキ力も等しくなる。そして、各MCY圧がペダル踏力あるいはペダルストロークに応じた液圧であるので、発生したブレーキ力もペダル踏力あるいはペダルストロークに応じたものとなる。

【0043】

一方、ポンプ吐出圧室36の液圧は入力軸41にもこの入力軸41の入力に対抗するように作用するので、前述のように、入力はポンプ吐出圧の作用力とストローク制御スプリング44の作用力とでバランスし、入力軸41には、ポンプ吐出圧の作用力とストローク制御スプリング44の作用力との合力が反力として作用する。この反力は更にブレーキ倍力装置を介してブレーキペダルに伝達され、運転者に検知される。

この通常ブレーキ作動時は、ポンプ吐出圧が比較的大きく制御されるので、プライマリピストン10のストロークが大きくなるが、前述のように入力軸41のストロークつまりはペダルストロークは比較的大きく短縮されて小さくなる。

ブレーキペダルの踏込を解放すると、圧力制御弁47が非作動となって連通位置になるとともに、ポンプ45が停止する。また、ブレーキ倍力装置も非作動となって、入力軸が後退する。これにより、ポンプ吐出圧室36のブレーキ液がリザーバ21に排出されるので、ポンプ吐出圧室36の液圧が低下する。すると、

プライマリピストン10が第1リターンスプリング34のばね力と第1MCY圧室25のMCY圧により後退する。すると、第1MCY圧室25のMCY圧が低下するので、セカンダリピストン14が第2リターンスプリング35のばね力と第2MCY圧室30のMCY圧により後退し、第2MCY圧室30のMCY圧が低下する。

【0044】

プライマリピストン10の後退で第1カップシール12が径方向孔29より後方へ移動すると第1MCY圧室25が第1大気圧室16に連通し、またセカンダリピストン14の後退で第2カップシール15が径方向孔33より後方へ移動すると第2MCY圧室30が第2大気圧室22に連通するので、第1および第2MCY圧室25,32の各MCY圧がともにリザーバ21に排出される。プライマリピストン10、セカンダリピストン14、および入力軸41がともに図示の後退限位置となると、第1および第2MCY圧室25,30、ポンプ吐出圧室36が大気圧となって、ブレーキ増圧マスターシリンダ1が非作動となり、ブレーキが解除する。

【0045】

一方、回生協調ブレーキ作動時は、コントローラは圧力制御弁47を制御して、回生ブレーキ作動によるブレーキ力の分に見合うだけ、ポンプ吐出圧を通常ブレーキ作動時より小さく制御する。これにより、この回生協調ブレーキ作動時は、発生するMCY圧も回生ブレーキ力の分に見合うだけ通常ブレーキ作動時より小さくなるので、各ホイールシリンダ28,32が発生するブレーキ力もその分小さくなる。したがって、回生協調ブレーキ作動時における全体のブレーキ力は回生ブレーキ力とMCY圧によるブレーキ力との合力となるが、この回生協調ブレーキ作動時における全体のブレーキ力は前述の通常ブレーキ作動時のブレーキ力とほぼ同じになる。このとき、前述のように入力軸41の入力を変えずにMCY圧が小さくなるので、回生ブレーキ作動によるブレーキ力の分だけ、ブレーキ力がペダル踏力を変えることなく小さくなる。また、前述のように回生協調ブレーキ作動時でのペダルストロークは通常ブレーキ作動時でのペダルストロークとほぼ同じになる。

【0046】

以上のことから、第1例のブレーキ増圧マスタシリンダ1におけるペダル踏力-MCY圧特性は、通常ブレーキ作動時には比較的大きなMCY圧 P_m が発生するので、図3(a)に実線で示すように同じペダル踏力に対して比較的大きなMCY圧 P_m の特性となり、また、回生協調ブレーキ作動時には、前述の圧力制御弁47の切換設定を遅らせて比較的小さなMCY圧が発生される場合では、同図に点線で示すように同じペダル踏力に対して比較的小さなMCY圧 P_m の特性となる。

【0047】

したがって、図3(c)に示すペダル踏力に対する全体のブレーキ力は図3(b)に実線で示すようになる。このとき、全体のブレーキ力におけるポンプ吐出圧によるブレーキ力は、通常ブレーキ作動時では全体のブレーキ力からブレーキ倍力装置の出力によるブレーキ力を除いた部分であり、また回生協調ブレーキ作動時では全体のブレーキ力からブレーキ倍力装置の出力によるブレーキ力と回生協調ブレーキ作動によるブレーキ力を除いた部分(点線で区画される部分)である。すなわち、回生協調ブレーキ作動時には通常ブレーキ作動時に比べて、ポンプ吐出圧によるブレーキ力は回生協調ブレーキ作動によるブレーキ力の分、小さくなる。

【0048】

一方、第1例のブレーキ増圧マスタシリンダ1におけるペダル踏力-ペダルストローク特性は、通常ブレーキ作動時ではプライマリピストン10のストロークが大きくなるにつれてペダルストロークが大幅に短縮されるので、図3(d)に実線で示すように比較的緩やかな勾配の特性となり、また、回生協調ブレーキ作動時ではMCY圧が小さく、プライマリピストン10のストロークが小さいが、プライマリピストン10のストロークに対するペダルストロークの短縮量が小さくなるようにストローク補正されるので、図3(d)に点線で示すように通常ブレーキ作動時のストロークとほぼ同じ程度の比較的緩やかな勾配の特性となる。このように、ペダル踏力-ペダルストローク特性は通常ブレーキ作動時と回生協調ブレーキ作動時とでほとんど変化することなく、ほぼ同じになる。

【0049】

ブレーキ倍力装置が失陥した時には、ブレーキ倍力装置の出力が発生しないが、ポンプ吐出圧をポンプ吐出圧室36に供給することで、プライマリピストン10がストロークするので、ポンプ吐出圧で増圧されたMCY圧が発生し、ポンプ吐出圧によるブレーキが作動する。また、ポンプ45が失陥したときには、ポンプ吐出圧による出力が発生しないが、ブレーキ倍力装置が作動してプライマリピストン10がストロークするので、ブレーキ倍力装置で増圧されたMCY圧が発生し、ブレーキ倍力装置によるブレーキが作動する。

更に、ブレーキ倍力装置およびポンプ45がともに失陥した時には、ブレーキ倍力装置の出力およびポンプ吐出圧がともに発生しないが、ブレーキペダルを大きく踏み込むことで従来周知のようにブレーキ倍力装置がペダル踏力のみで作動するので、入力軸41が大きく前進する。これにより、入力軸41の延長軸部42の前端がプライマリピストン10に直接押圧し、このプライマリピストン10をストロークさせてMCY圧が発生し、ペダル踏力のみのマニュアル力によるブレーキが作動する。

【0050】

このように、この第1例のブレーキ増圧マスタシリンダ1によれば、回生協調ブレーキ作動時はポンプ吐出圧室36の液圧を圧力制御弁47により小さくして、回生ブレーキ作動によるブレーキ力の分、MCY圧によるブレーキ力を小さくでき、また、通常ブレーキ作動時はポンプ吐出圧室36の液圧を圧力制御弁47により大きくして、MCY圧によるブレーキ力を大きくすることができる。

【0051】

そして、このように回生協調ブレーキ作動時のMCY圧によるブレーキ力および通常ブレーキ作動時のMCY圧によるブレーキ力が変わっても、通常ブレーキ作動時および回生協調ブレーキ作動時にはストローク補正されて、ともにペダルストロークを小さくできるとともに、通常ブレーキ作動時および回生協調ブレーキ作動時のペダルストロークを実質的に同じにすることができるようになる。

【0052】

したがって、実質的に同じペダル踏力および実質的に同じペダルストロークで

、MCY圧によるブレーキ力を、全体のブレーキ力が回生協調ブレーキの作動、非作動にかかわらず同じになるように制御することができる。

しかも、ペダルストロークの短縮量をプライマリピストン10のストロークあるいはMCY圧に応じて制御している、換言すれば、プライマリピストン10のストロークあるいはMCY圧を基準にしているため、ペダルフィーリングを損なうことなく、従来のブレーキシステムに対してペダルストロークを短縮でき、良好なペダルフィーリングを得ることができる。

更に、液圧制御が容易なポンプ吐出圧によりMCY圧を増圧するようにしてい るため、従来のブレーキ倍力装置のみによるブレーキシステムよりも、ブレーキ 力の制御が容易にかつきめ細かく行うことができる。

【0053】

更に、ブレーキ倍力装置の失陥時にも、ポンプ吐出圧によりMCY圧を増圧で きるため、ペダル踏力を増力して確実にブレーキを作動させることができる。ま た、ポンプ45が失陥したときには、ブレーキ倍力装置によりMCY圧を増圧で きるので、確実にブレーキを作動させることができる。更に、ブレーキ倍力装置 およびポンプ45がともに失陥した時には、ペダル踏力でプライマリピストン10 を直接作動するようにしているので、このような液圧失陥時にもマニュアル力 で確実にブレーキを作動させることができる。

【0054】

図4は、本発明実施の形態の第2例を示す、図1と同様の断面図である。なお 、第1例と同じ構成要素には同じ符号を付することで、その詳細な説明は省略する

前述の第1例では、圧力制御弁47で制御されてポンプ吐出圧室36に供給さ れたポンプ吐出圧によりプライマリピストン10が作動することで、MCY圧が 発生するアウトライン方式が採用されているが、第2例のブレーキ増圧マスタシ リンダ1では、第1MCY圧室25のブレーキ液をポンプで吐出するとともに、 そのポンプ吐出圧を圧力制御弁でペダル踏力あるいはペダルストロークに応じて 制御し、制御されたポンプ吐出圧をブレーキ増圧マスタシリンダ1内のポンプ吐 出圧室36および各ホイールシリンダ28,32に直接供給するインライン方式

が採用されている。

【0055】

この第2例のブレーキ増圧マスタシリンダ1を具体的に説明すると、図4に示すように第2例のブレーキ増圧マスタシリンダ1では、第1例における、ハウジング4の第2孔6と第1および第2円筒状部材8,9とが削除されるとともに、第1例における入力軸41の延長軸部42が入力軸41と單一部材で一体に形成され、更に、第1例における第3円筒状部材11がセカンダリピストン14と單一部材で一体に形成されている。また、ハウジング4の段付孔を閉塞する環状のプラグ部材48が第1孔5と第3孔7との境の段部4dに当接され、かつハウジング4に取り付けられたストッパリング49で軸方向に固定されている。

【0056】

プライマリピストン10の大径部10bがハウジング4の第3孔7内に液密にかつ摺動可能に嵌合されている。また、入力軸41が、プラグ部材48を液密にかつ摺動可能に貫通する小径部41aと、この小径部41aから前方に延びる中径部41bと、この中径部41bの中間に形成された大径部41cとから段付軸として形成されている。

【0057】

更に、プライマリピストン10は円筒状に形成されており、このプライマリピストン10の軸方向の内孔は、入力軸41の大径部41cが液密にかつ摺動可能に嵌合する大径孔10cと、入力軸41の中径部41bが液密にかつ摺動可能に嵌合する中径孔10dと、この中径孔10dから軸方向前方へ延びて第1大気圧室16に開口する小径孔10eとからなる段付孔に形成されている。そして、ストローク制御スプリング44が入力軸41の大径部41cとプライマリピストン10に取り付けられたスナップリング50との間に繰設されている。

【0058】

プライマリピストン10とセカンダリピストン14との間に形成される第1大気圧室16は、プライマリピストン10の小径孔10e、入力軸41に穿設された軸方向孔51および径方向孔52、プライマリピストン10とプラグ部材48との間の空間53およびハウジング4の通路孔20を介して常時リザーバ21に

連通している。

【0059】

この第2例のポンプ吐出圧室36は、入力軸41の大径部41cの前方で、プライマリピストン10の大径孔10cの内周面と入力軸41の中径部41bの外周面との間に形成されている。そして、このポンプ吐出圧室36は、プライマリピストン10に形成された径方向孔54および環状凹部55を介してポンプ吐出圧導入口40に常時連通している。

【0060】

一方、この第2例の液圧制御回路は次のように構成されている。すなわち、ポンプ45の吐出側が第1チェックバルブ56を有する通路57を介してポンプ吐出圧導入口40に常時接続されている。また、ポンプ45の吸込側が第2および第3チェックバルブ58,69が直列に配設された通路59を介して低圧アクチュエータ60に常時接続されている。第1ないし第3チェックバルブ56,58,69は、ポンプ45がブレーキ液を吸込、吐出する方向のブレーキ液の流れのみ許容するようになっている。

【0061】

第2および第3チェックバルブ58,69の間の通路59は、ハウジング4の通路孔27に接続する通路61および通路孔27を介して第1MCY圧室25に常時接続されている。この通路61には常開の第1開閉弁62が設けられている。また、第1チェックバルブ56よりポンプ吐出圧導入口40側の通路57から分岐して、ホイールシリンダ28に接続する通路63が設けられている。通路63と第1開閉弁62より通路孔27側の通路61とが通路64によって接続されるとともに、この通路64に第1圧力制御弁65が設けられている。更に、通路64との接続点よりホイールシリンダ28側の通路63には第2圧力制御弁66が設けられている。これらの第1および第2圧力制御弁65,66は、いずれも作動時には液圧を制御する図示の液圧制御位置に設定され、非作動時には液圧を制御しない連通位置に設定されるようになっている。更に、第3チェックバルブ69より低圧アクチュエータ60側の通路59と第2圧力制御弁66よりホイールシリンダ28側の通路63との間が通路67によって接続されるとと

もに、この通路67には常閉の第2開閉弁68が設けられている。

【0062】

また、図示しないが、第2MCY圧室30、通路孔31およびホイールシリンダ32を含むもう1つのブレーキ系統においても、同様の液圧制御回路が設けられている。その場合、第1チェックバルブ56からの通路57のうち、ポンプ吐出圧導入口40に接続する部分が削除されて、その他の構成はまったく同じになっており、ポンプ45、第1、第2、第3チェックバルブ56,58,69、低圧アクチュエータ60、第1および第2開閉弁62,68、第1および第2圧力制御弁65,66、通路57,59,61,63,64,67は、それぞれ同じものが前述のブレーキ系統とは別個に設けられている。

【0063】

そして、第2例のブレーキ増圧マスタシリンダ1においては、ポンプ45が作動することによって第1および第2MCY圧室25,30のブレーキ液がブレーキ増圧マスタシリンダ1のポンプ吐出圧室36に供給されるとともに、第2圧力制御弁66を介して各ホイールシリンダ28,32に供給されるようになっている。その場合、第2圧力制御弁66がコントローラによって制御され、この第2圧力制御弁66によってポンプ吐出圧がペダル踏力あるいはペダルストロークに応じて調整されてホイールシリンダ圧 P_w が発生するようになっている。しかも、ポンプ吐出圧 P_p が第2圧力制御弁66によって減圧されるようになっており、したがって、ポンプ吐出圧 P_p およびホイールシリンダ圧 P_w は $P_p > P_w$ となるよう制御される。また、このときには第1圧力制御弁65によってポンプ吐出圧 P_p およびMCY圧 P_m は $P_p > P_m$ となるように制御される。

この第2例のブレーキ増圧マスタシリンダ1の他の構成は、前述の第1例と同じである。

【0064】

この第2例のブレーキ増圧マスタシリンダ1の作動時の入力軸41のバランス式は次のようになる。

A_4 ：ポンプ吐出圧 P_p を受圧する入力軸41の大径部41c
およびプライマリピストン10の各受圧面積

として、入力軸4 1のバランス式は、

$$W = P_p \cdot A_4 - (S_1 + K_1 \cdot L) + f_1 \quad (5)$$

式(5)より、

$$L = (P_p \cdot A_4 - W - S_1 + f_1) / K_1 \quad (6)$$

$$P_p = (W + S_1 + K_1 \cdot L - f_1) / A_4 \quad (7)$$

となる。また、プライマリピストン1 0のバランス式は、

$$P_m \cdot A_3 = P_m \cdot A_3 + S_1 + K_1 \cdot L + F_s + f_2 \quad (8)$$

となる。更に、式(7)および(8)により、

$$P_m \cdot A_3 = W - F_s - f_1 - f_2 \quad (9)$$

となる。

【0065】

式(6)から明らかなように、前述の第1例と同様にポンプ吐出圧 P_p が大きくなるにしたがって、相対移動量 L が大きくなるから、入力軸4 1のストローク S_i がポンプ吐出圧 P_p に応じてプライマリピストン1 0のストローク S_t より（ポンプ吐出圧に応じた相対移動量 L の分だけ）小さくなる。そして、相対移動量 L はポンプ吐出圧 P_p が大きいほど大きくなるから、結局、ポンプ吐出圧 P_p が大きいほど、入力軸4 1のストローク S_i の短縮量が大きくなる。

【0066】

したがって、通常ブレーキ作動時および回生協調ブレーキ作動時におけるペダルストローク制御は次のようになる。

すなわち、通常ブレーキ作動時では回生ブレーキが作動していなくホイールシリンドラ圧 P_w が大きくなるように制御される、つまりポンプ吐出圧 P_p が大きく制御されることから、入力軸4 1のストローク S_i の短縮量が大きくなり、入力軸4 1のストローク S_i が効果的に短縮される。したがって、通常ブレーキ作動時にはペダルストロークが効果的に短縮されるようになる。

【0067】

また、回生協調ブレーキ作動時ではポンプ吐出圧 P_p が小さく制御されてホイールシリンドラ圧 P_w が減圧されるので、ポンプ吐出圧 P_p によるブレーキ力が回生ブレーキによるブレーキ力の分だけ小さくなるように制御される。このとき、各

ホイールシリンダ28,32のブレーキ液はそれぞれ第1および第2MCY圧室25,30に戻されるようになっているため、プライマリピストン10のストロークは小さくなる。しかし、ポンプ吐出圧 P_p が小さいため、入力軸41のストローク S_i が小さくなるので、結局、回生協調ブレーキ作動時のペダルストロークは通常ブレーキ作動時とほぼ同じになる。

このように、ペダルストロークは通常ブレーキ作動時と回生協調ブレーキ作動時とでほとんど変化することなく、ほぼ同程度になる。

【0068】

また、式(9)から明らかなように、MCY圧 P_m が入力軸41の入力Wで決まるので、通常ブレーキ作動時と回生協調ブレーキ作動時とでホイールシリンダ圧 P_w が変わってもペダル踏力は変化しない。

こうして、この第2例のブレーキ増圧マスタシリンダ1においても、回生協調ブレーキの作動の有無に関係なく、ペダル踏力に対する車両減速度(つまりブレーキ力)およびペダルストロークがほぼ一定になる。

【0069】

次に、このように構成された第2例のブレーキ増圧マスタシリンダ1の作動について説明する。

ブレーキペダルが踏み込まれないブレーキ増圧マスタシリンダ1の非作動時には、ブレーキ倍力装置が非作動となっているとともに、プライマリピストン10の後端がプラグ部材48に当接して図示の後退限となっているとともにセカンダリピストン14も図示の後退限となっており、更に入力軸41の小径部41aと中径部41bとの境の段部がプラグ部材48に当接して図示の後退限となっている。また、図示のように第1および第2圧力制御弁65,66がいずれも連通位置に設定されているとともに、第1開閉弁62が開き、第2開閉弁68が閉じている。更に、ポンプ45は停止している。

【0070】

ブレーキペダルの踏込により通常ブレーキ操作が行われると、ペダル踏力あるいはペダルストロークが検出されてコントローラに入力される。すると、コントローラはポンプ45を駆動するとともに、第1および第2圧力制御弁65,66

を液圧制御位置に切換設定する。これにより、ポンプ45は第1および第2MCY圧室25,30のブレーキ液をポンプ吐出圧室36および各ホイールシリンダ28,32にそれぞれ供給する。これにより、ポンプ45はポンプ吐出圧 P_p を発生するとともに、各ホイールシリンダ28,32にホイールシリンダ圧 P_w が発生する。

【0071】

一方、ブレーキペダルの踏込で前述の第1例と同様にプライマリピストン10およびセカンダリピストン14がストロークするので、第1および第2MCY圧室25,30がそれぞれ第1および第2大気圧室16,22から遮断され、第1および第2MCY圧室25,30にはそれぞれMCY圧 P_m が発生する。

このとき、ポンプ吐出圧 P_p は第1圧力制御弁65によってMCY圧 P_m よりも大きくなるように制御される ($P_p > P_m$) とともに、第2圧力制御弁66によってペダル踏力あるいはペダルストロークに応じて調整され、かつホイールシリンダ圧 P_w より大きくなるように制御される ($P_p > P_w$) 。

【0072】

したがって、ポンプ吐出圧 P_p は第1圧力制御弁65によってMCY圧 P_m よりも増圧されてポンプ吐出圧室36に供給されるとともに、第2圧力制御弁66によって減圧されかつペダル踏力あるいはペダルストロークに応じて調整されて各ホイールシリンダ28,32に供給され、これらのホイールシリンダ28,32が作動して通常ブレーキが作動する。その場合、各ホイールシリンダ圧が互いに等しくなるように設定されているので、2ブレーキ系統の各ブレーキ力も等しくなる。そして、ホイールシリンダ圧がペダル踏力あるいはペダルストロークに応じた液圧であるので、発生したブレーキ力もペダル踏力あるいはペダルストロークに応じたものとなる。このとき、コントローラは回生ブレーキが作動していないのでホイールシリンダ圧 P_w が比較的大きくなるように第2圧力制御弁66を制御する。

また、ブレーキペダルの踏込によりブレーキ倍力装置が作動し、ブレーキ倍力装置はペダル踏力を倍力した出力を発生する。この出力がブレーキ増圧マスターシリンダ1の入力軸41に加えられる。

【0073】

一方、ポンプ吐出圧室36の液圧は入力軸41の大径部41cにもこの入力軸41の入力に対抗するように作用するので、入力軸41には入力とバランスする反力が作用する。この反力は更にブレーキ倍力装置を介してブレーキペダルに伝達され、運転者に検知される。

この通常ブレーキ作動時は、ホイールシリンダ圧が比較的大きく制御されてポンプ吐出圧 P_p が大きく制御されることから、前述のようにペダルストロークは比較的大きく短縮されて小さくなる。

【0074】

ブレーキペダルの踏込を解放すると、第1および第2圧力制御弁65,66が非作動となって連通位置になるとともに、ポンプ45が停止する。また、ブレーキ倍力装置も非作動となって、入力軸が後退する。これにより、各ホイールシリンダ28,32およびポンプ吐出圧室36のブレーキ液が第1および第2MCY圧室25,30に排出されるので、各ホイールシリンダ28,32およびポンプ吐出圧室36の液圧が低下する。すると、プライマリピストン10が第1リターンスプリング34のばね力と第1MCY圧室25のMCY圧により後退するとともに、セカンドリピストン14が第2リターンスプリング35のばね力と第2MCY圧室30のMCY圧により後退する。

【0075】

プライマリピストン10およびセカンドリピストン14の各後退で、前述の第1例と同様に第1および第2MCY圧室25,30がそれぞれ第1および第2大気圧室16,22に連通するので、第1および第2MCY圧室25,32の各MCY圧がともにリザーバ21に排出される。プライマリピストン10、セカンドリピストン14、および入力軸41がともに図示の後退限位置となると、第1および第2MCY圧室25,30、各ホイールシリンダ28,32およびポンプ吐出圧室36が大気圧となって、ブレーキ増圧マスターシリンダ1が非作動となり、ブレーキが解除する。

【0076】

一方、回生協調ブレーキ作動時は、コントローラは第2圧力制御弁66を制御

して、回生ブレーキ作動によるブレーキ力の分に見合うだけ、ポンプ吐出圧およびホイールシリンダ圧を通常ブレーキ作動時より小さく制御する。これにより、この回生協調ブレーキ作動時は、各ホイールシリンダ28,32が発生するブレーキ力もその分小さくなる。したがって、回生協調ブレーキ作動時における全体のブレーキ力は回生ブレーキ力とMCY圧によるブレーキ力との合力となるが、この回生協調ブレーキ作動時における全体のブレーキ力は前述の通常ブレーキ作動時のブレーキ力とほぼ同じになる。このとき、前述のようにMCY圧が入力軸41の入力で決まるので、ホイールシリンダ圧が変わってもペダル踏力は変化しない。また、前述のように回生協調ブレーキ作動時でのペダルストロークは通常ブレーキ作動時でのペダルストロークとほぼ同じになる。

【0077】

この第2例のブレーキ増圧マスタシリンダ1におけるペダル踏力-ブレーキ力特性およびペダル踏力-ペダルストローク特性は、それぞれ図3(a)および図3(c)に示す前述の第1例のブレーキ増圧マスタシリンダ1におけるペダル踏力-MCY圧特性およびペダル踏力-ペダルストローク特性とほぼ同じである。また、第2例のブレーキ増圧マスタシリンダ1におけるブレーキ力も図3(b)に示す第1例のブレーキ力とほぼ同じである。

この第2例の他の作用効果は第1例と同じである。

【0078】

なお、前述の第1および第2例では図示しない従来周知のブレーキ倍力装置を用いるものとしているが、ブレーキ倍力装置を用いずに、ブレーキペダルでブレーキ増圧マスタシリンダ1の入力軸41を直接作動させるようにすることもできる。特に、第2例ではホイールシリンダ圧をポンプ吐出圧で直接増圧するようになっているので、従来のブレーキ倍力装置を省略してもペダル踏力を効果的に倍力することができる。したがって、第2例ではブレーキ倍力装置を省略することで大きなブレーキ力を得つつ、ブレーキシステムをシンプルにすることができます。

【0079】

また、前述の各例では、いずれもMCY圧によるブレーキシステムに回生ブレ

ーキシステムを併用した場合について説明しているが、本発明はこれに限定されるものではなく、MCY圧によるブレーキシステムに例えばエンジンブレーキシステム等の他のブレーキシステムを併用しているものであれば、どのようにブレーキシステムにも適用できる。

【0080】

【発明の効果】

以上の説明から明らかなように、請求項1ないし5の各発明のブレーキ増圧マスタシリンダによれば、ストロークシミュレータによりポンプ吐出圧に応じて入力軸のストロークをマスタシリンダピストンのストロークより小さくできる。

また、液圧制御が容易なポンプ吐出圧によりブレーキ力を増圧しているので、従来のブレーキ倍力装置のみによるブレーキシステムよりも、ブレーキ力の制御を容易にかつきめ細かく行うことができる。

【0081】

特に、請求項2の発明によれば、圧力制御弁によって調圧されたポンプ吐出圧とストローク制御スプリングのスプリング力と入力とをバランスさせて、入力軸のストロークを短縮するようにしているので、入力軸のストロークを短縮させるストロークシミュレータの構成を簡単にできる。

また、請求項3の発明によれば、他のブレーキシステムの非作動および作動に関係なく、入力軸のストロークをほぼ同じストロークにできる。

更に、マスタシリンダピストンのストロークあるいはマスタシリンダ圧を基準にしているため、操作フィーリングを損うことなく、従来のブレーキシステムに対して入力軸のストロークを短縮でき、良好なペダルフィーリングを得ることができる。

【0082】

更に、請求項5の発明によれば、ブレーキ力をポンプ吐出圧で直接増圧しているので、従来のブレーキ倍力装置が省略されてもブレーキ操作力を効果的に倍力することが可能となる。したがって、ブレーキ倍力装置を省略することで、大きなブレーキ力を得つつ、ブレーキシステムをシンプルにすることが可能となる。

【図面の簡単な説明】

【図1】 本発明に係るブレーキ増圧マスタシリンダの実施の形態の第1例における増圧制御部とマスタシリンダ圧発生部とを詳細に示す断面図である。

【図2】 図2はこの第1例のブレーキ増圧マスタシリンダの液圧制御回路を模式的に示す図である。

【図3】 図1に示すブレーキ増圧マスタシリンダのブレーキ特性を示し、(a)はペダル踏力に対するMCY圧特性を示す図、(b)はブレーキ力を示す図、(c)はペダル踏力を示す図、(d)はペダル踏力に対するペダルストローク特性を示す図である。

【図4】 本発明の実施の形態の第2例のブレーキ増圧マスタシリンダを示す断面図である。

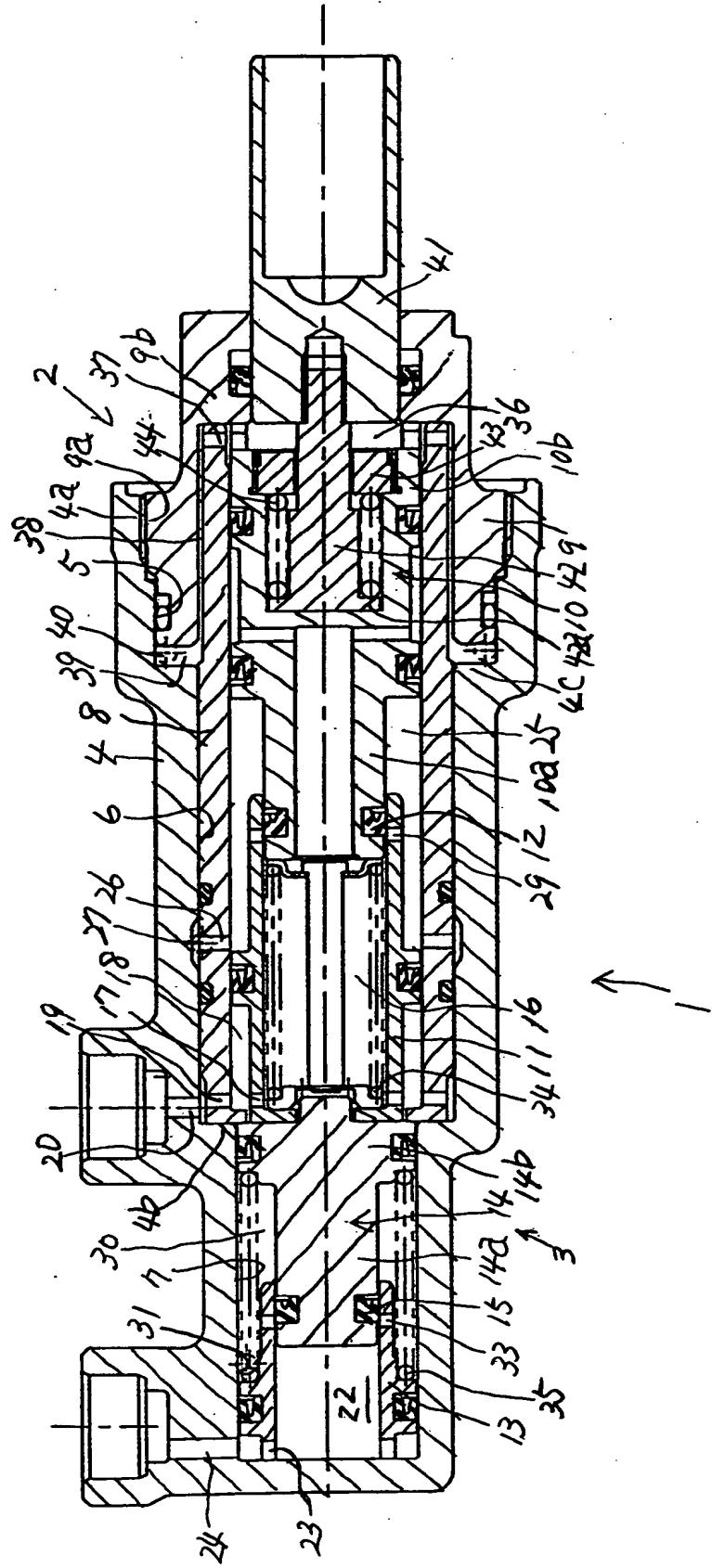
【符号の説明】

1…ブレーキ増圧マスタシリンダ、2…増圧制御部、3…マスタシリンダ圧発生部、4…ハウジング、10…プライマリピストン、12…第1カップシール、14…セカンダリピストン、15…第2カップシール、16…第1大気圧室、22…第2大気圧室、25…第1MCY圧室、28,32…ホイールシリンダ、30…第2MCY圧室、36…ポンプ吐出圧室、40…ポンプ吐出圧導入口、41…入力軸、44…ストローク制御スリーブ、45…ポンプ、47…圧力制御弁、60…低圧アクチュエータ、62…第1開閉弁、65…第1圧力制御弁、66…第2圧力制御弁、68…第2開閉弁

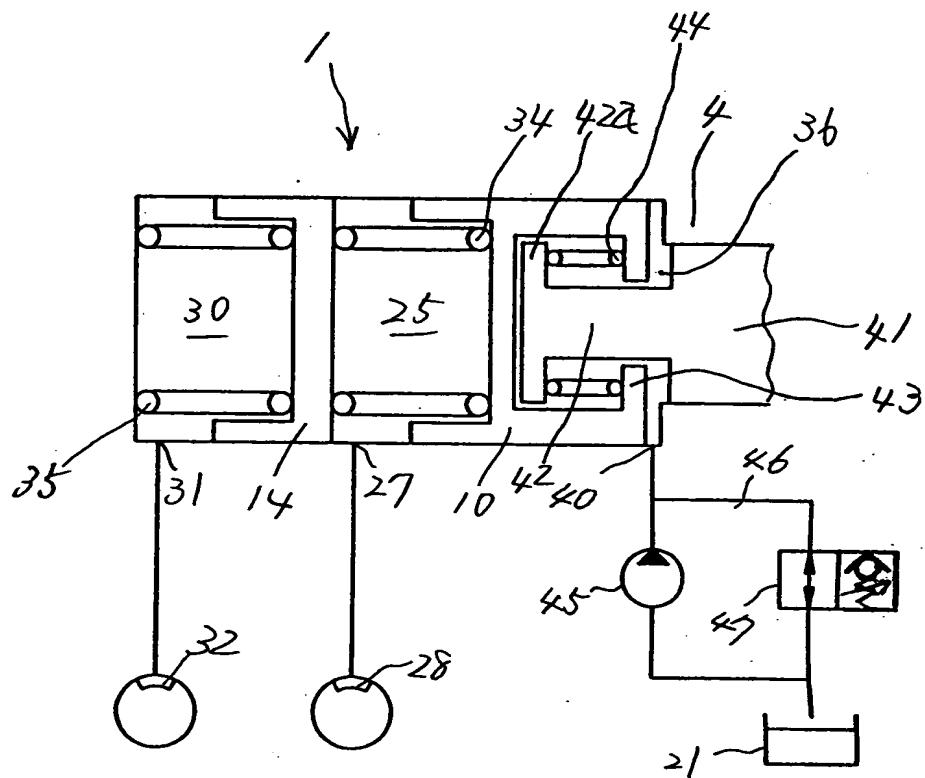
特2000-120685

【書類名】 図面

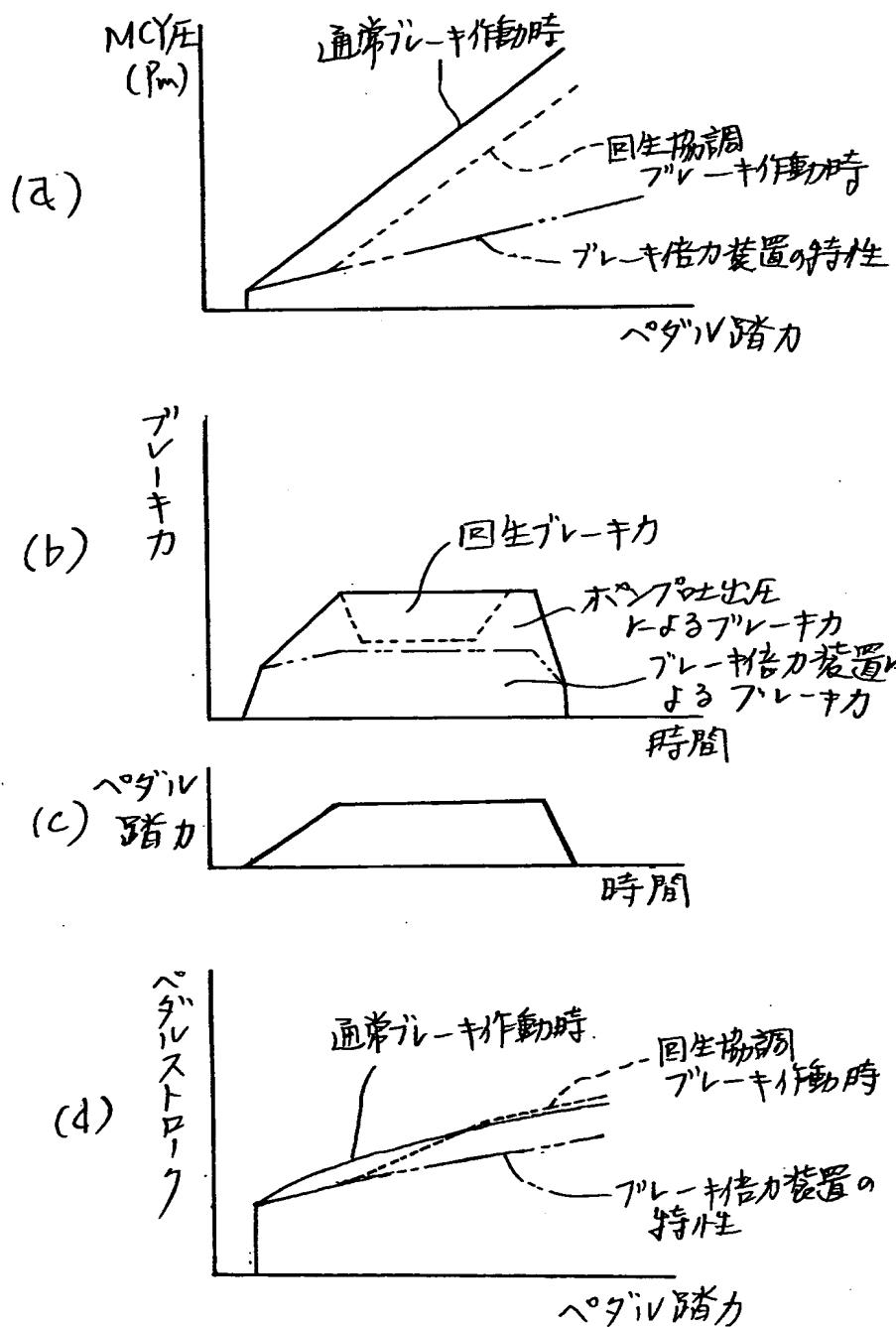
【図1】



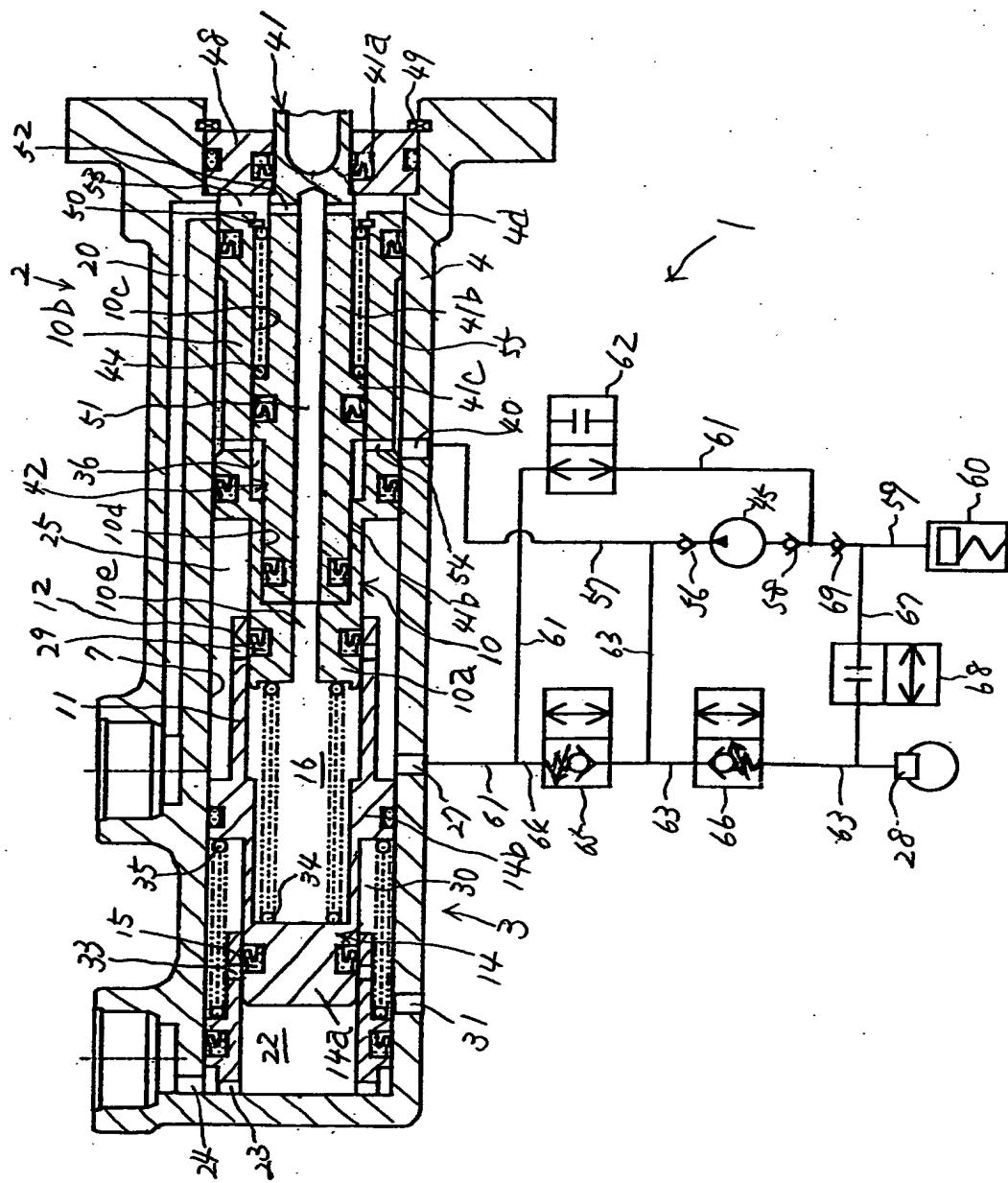
【図2】



【図3】



【図4】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 回生ブレーキシステム等の他のブレーキシステムの作動、非作動に関係なく、ペダル踏力に対する車両減速度（ブレーキ力）やペダルストロークをほぼ同じにするブレーキ特性が得られるブレーキ増圧マスターシリンダを提供する。

【解決手段】 ポンプ45の吐出圧が圧力制御弁47でペダル踏力あるいはペダルストロークに応じて調圧されてポンプ吐出圧室36に供給される。通常ブレーキ作動時はポンプ吐出圧が大きく調圧されるので大きなMCY圧が得られる。このとき、プライマリピストン10のストロークが大きいが入力軸41のストロークは小さい。回生協調ブレーキ作動時はポンプ吐出圧が小さく調圧されるので小さなMCY圧が得られ、回生協調ブレーキ力の分だけ、MCY圧によるブレーキ力が小さくなる。このとき、ピストン10のストロークが小さいが、MCY圧が小さいので、入力軸41のストロークは通常ブレーキ作動時とほぼ同じになる。

【選択図】 図2

【書類名】 出願人名義変更届

【整理番号】 JK00401K

【提出日】 平成13年 3月28日

【あて先】 特許庁長官殿

【事件の表示】

【出願番号】 特願2000-120685

【承継人】

【識別番号】 000004260

【氏名又は名称】 株式会社デンソー

【承継人代理人】

【識別番号】 100094787

【弁理士】

【氏名又は名称】 青木健二

【承継人代理人】

【識別番号】 100088041

【弁理士】

【氏名又は名称】 阿部龍吉

【承継人代理人】

【識別番号】 100092495

【弁理士】

【氏名又は名称】 蛭川昌信

【承継人代理人】

【識別番号】 100092509

【弁理士】

【氏名又は名称】 白井博樹

【承継人代理人】

【識別番号】 100095120

【弁理士】

【氏名又は名称】 内田亘彦

【承継人代理人】

【識別番号】 100095980

【弁理士】

【氏名又は名称】 菅井英雄

【承継人代理人】

【識別番号】 100097777

【弁理士】

【氏名又は名称】 葦澤 弘

【承継人代理人】

【識別番号】 100091971

【弁理士】

【氏名又は名称】 米澤 明

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 014904

【納付金額】 4,200円

【プルーフの要否】 要

認定・付加情報

特許出願の番号 特願2000-120685
 受付番号 50100448569
 書類名 出願人名義変更届
 担当官 角田 芳生 1918
 作成日 平成13年 5月16日

<認定情報・付加情報>

【承継人】

【識別番号】 000004260
 【住所又は居所】 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地
 【氏名又は名称】 株式会社デンソー
 【承継人代理人】 申請人
 【識別番号】 100094787
 【住所又は居所】 東京都台東区上野3丁目16番3号 上野鈴木ビル（7階）梓特許事務所
 【氏名又は名称】 青木 健二
 【承継人代理人】
 【識別番号】 100088041
 【住所又は居所】 東京都台東区上野3丁目16番3号 上野鈴木ビル（7階）梓特許事務所
 【氏名又は名称】 阿部 龍吉
 【承継人代理人】
 【識別番号】 100092495
 【住所又は居所】 東京都台東区上野3丁目16番3号 上野鈴木ビル（7階）梓特許事務所
 【氏名又は名称】 蝶川 昌信
 【承継人代理人】
 【識別番号】 100092509
 【住所又は居所】 東京都台東区上野3丁目16番3号 上野鈴木ビル（7階）梓特許事務所
 【氏名又は名称】 白井 博樹
 【承継人代理人】
 【識別番号】 100095120
 【住所又は居所】 東京都台東区上野3丁目16番3号 上野鈴木ビル（7階）梓特許事務所

次頁有

認定・付加情報（続き）

【氏名又は名称】 内田 亘彦
【承継人代理人】
【識別番号】 100095980
【住所又は居所】 東京都台東区上野3丁目16番3号 上野鈴木ビル（7階）梓特許事務所
【氏名又は名称】 菅井 英雄
【承継人代理人】
【識別番号】 100097777
【住所又は居所】 東京都台東区上野3丁目16番3号 上野鈴木ビル（7階）梓特許事務所
【氏名又は名称】 薮澤 弘
【承継人代理人】
【識別番号】 100091971
【住所又は居所】 東京都台東区上野3丁目16番3号 上野鈴木ビル（7階）梓特許事務所
【氏名又は名称】 米澤 明

次頁無

出願人履歴情報

識別番号 [000181239]

1. 変更年月日 1999年 9月30日

[変更理由] 名称変更

住 所 東京都渋谷区渋谷3丁目6番7号

氏 名 ボッシュ ブレーキ システム株式会社

出願人履歴情報

識別番号 [000004260]

1. 変更年月日 1996年10月 8日

[変更理由] 名称変更

住 所 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地
氏 名 株式会社デンソー